
E. Bürkle

Kunststoff-Extrudertechnik

**Konstruktionsgrundlagen und Betriebstechnik
der Kunststoff-Schneckenpressen**

Von Dr.-Ing. Gerhard Schenkel

**2., neubearbeitete Auflage des Buches
„Schneckenpressen für Kunststoffe“**

Mit 420 Bildern und 26 Tabellen



CARL HANSER VERLAG MÜNCHEN 1963

presse betrachtet und die sie beherrschenden Gesetzmäßigkeiten, soweit die bisherigen Ergebnisse der Theorie durch praktische Erfahrung bestätigt sind, in einem Abriß behandelt werden. Es muß jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, daß in der Einschneckenpresse — im Unterschied zur Mehrschneckenpresse oder gar Kolbenpresse — die kinematischen, thermodynamischen und rheologischen Teilprozesse in jeder einzelnen Zone und zwischen den verschiedenen Zonen vielfältig miteinander gekoppelt sind.

5.3. Die Einzugszone

5.3.1. Funktionelle Aufgabe

Die Einzugszone (Abb. 5/12) soll den eingebrachten Kunststoffrohstoff aufnehmen, fördern, verdichten und meist auch vorwärmen*).

Eine gute Füllung des Schneckeinganges ist an verschiedene Voraussetzungen gebunden, welche sowohl den Kunststoffrohstoff selbst als auch die Konstruktion der Einzugsöffnung als auch die Betriebsbedingungen betreffen. Ein rieselfähiges Granulat — Zylinder-, Würfel-, Kugel-, Linsengranulat mit maximalen Abmessungen von 2 bis 5 mm — oder frei fließendes griebartiges Pulver verhält sich natürlich wesentlich anders als vorplastizierte Streifen. Im allgemeinen wird der Entwurf der Maschine im Einzugsteil heute darauf abgestellt, daß die Beschickung mit Granulat oder Pulver erfolgt. Dabei muß zur Erzielung günstiger Förderverhältnisse die Schnecke glatt, die Zylinderinnenwandung „in peripherer Richtung“ dagegen möglichst griffig sein [5/25]. Stets ist aber auch der Einfluß der Temperatur der berührten Oberflächen bzw. des Kunststoffrohstoffes zu berücksichtigen (s. Abb. 5/11). In vielen Fällen empfiehlt sich für die erste Zylinderzone eine hohe Temperatur der Innenwandung und eine niedrige Temperatur der Schneckenoberfläche.

Eine richtig konstruierte und unter angemessenen Betriebsbedingungen arbeitende Schnecke fordert den Kunststoffrohstoff aus der 1. Zone gegen den Widerstand der nachfolgenden Zonen — bedingt durch deren reduziertes Gangvolumen und/oder den Widerstand eines Spritzwerkzeugs — wodurch ein von der Beschickungsöffnung in Förderrichtung ansteigender Druck entsteht.

5.3.2. Messungen

Messungen, die mit Polyäthylengranulat verschiedener Kornform durchgeführt wurden, zeigen, daß unter sonst gleichen Bedingungen die Förderleistung der Schnecke je nach der Kornform im Verhältnis 1:2 variiert [5/26]. Dabei war aller-

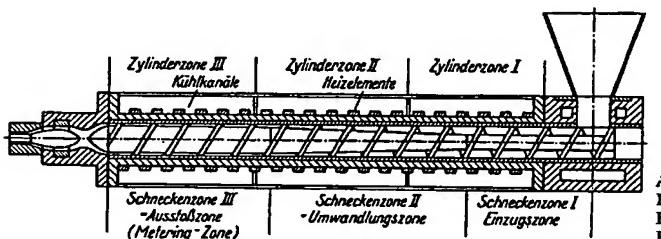


Abb. 5/12.
Einschneckenpresse:
Heiz-, Kühl- und
Funktionszonen

* Eine Ausnahme bildet z. B. Polytetrafluoräthylen (Teflon/Fluon u. a.), welches von der Schnecke in kaltem Zustand gefördert und in ein hochbeheiztes Sinterwerkzeug gepreßt wird.

dings auch das spezifische Gewicht (Schüttgewicht) des Granulats im gleichen Sinne unterschiedlich. Die absolut größte Ausstoßleistung Q_{\max} ergab sich bei Kugelgranulat (12,6 g/s), die absolut kleinste Q_{\min} bei Schnitzelmaterial (6,3 g/s), welches in einer Schneidmühle hergestellt wurde. Die auf das Schüttgewicht des Granulats bezogenen relativen Förderleistungen Q/γ (cm³/s) staffeln sich jedoch in einer anderen Reihenfolge. Den größten Relativwert erreicht Würfelgranulat; es folgen Zylindergranulat, Kugelgranulat und Schnitzel. Der Unterschied der relativen Ausstoßleistungen (cm³/s) von Kugelgranulat und Schnitzelmaterial betrug weniger als 10%, der Unterschied zwischen Würfelgranulat und Schnitzelmaterial 24% (s. Tabelle 2).

Tabelle 2. Förderleistungen bei Polyäthylengranulat verschiedener Kornform

Kornform	Schüttgewicht γ (g/cm ³)	Schüttwinkel α	Förderleistung Q (g/s)	Q/γ (cm ³ /s)
Schnitzel	0,30	42,5°	6,3	21
Würfel	0,44	40°	11,5	26
Zylinder	0,50	32,5°	12,0	24
Kugel („Kaviar“)	0,55	22°	12,6	23

Bei höheren Drehzahlen spielt auch die Geschwindigkeit eine Rolle, mit der der Kunststoffrohstoff beispielsweise aus einem Fülltrichter in den Schneckenkanal nachfließt. Diese Geschwindigkeit variierte bei den o. a. Messungen zwischen 29 Einheiten für Schnitzelmaterial und 100 Einheiten für Kugelgranulat.

Obwohl die Unterschiede in den relativen Förderleistungen Q/γ (cm³/s) nicht sehr groß sind, lassen diese doch erkennen, daß die generellen Annahmen bezüglich der Fördervorgänge in der Einzugszone — insbesondere die Annahme einer Bewegung ohne Schichtverschiebungen — nur mit Einschränkungen zutreffen.

In diesem Zusammenhang ist besonders auf eine neuere Untersuchung [5/27] hinzuweisen, welche das Auftreten von inneren Schichtverschiebungen in der Einzugszone bestätigt, Abb. 5/13. Dabei findet über die mit diesen Bewegungen gekoppelten Reibungsvorgänge selbstverständlich auch ein Umsatz von Antriebsenergie in Wärme statt.

Wichtig erscheint auch die Feststellung, daß schon bei der Förderung des granulat- oder pulvelförmigen Kunststoffs im Rohzustand oder nur teilweise plastizierten Zustand relativ hohe Druckwerte auftreten können. Entsprechende Messungen wurden mit einer normalen Gummi-Schneckenpresse durchgeführt: $D = 60$ mm, $L = 5 D = 300$ mm, zweigängig, Gangsteigung = 1 $D = 60$ mm, Gangtiefe = 0,2 D = 12 mm durchgehend konstant [5/28].

Abb. 5/14 zeigt die für die Messungen verwendete Vorrichtung, deren Hauptelement eine durch geeichte Federn abgestützte Stahlhülse ist. In der Ausgangsstellung ruht die hintere Stirnfläche dieser koaxial-konzentrisch zu der Förderschnecke angeordneten Meßhülse auf den Stirnflächen der auslaufenden Schneckengänge. — Im laufenden Versuchsbetrieb fördert die Schnecke den Kunststoffrohstoff durch das wassergekühlte Gehäuse gegen die hintere Stirnfläche der Meßhülse, so daß diese gegen die Kraft der Stützfedern ausweicht. Die Zusammendrückung der Federn gibt ein unmittelbares Maß für den im gleichen Gewichtszustand wirksamen Massendruck. Das kontinuierlich geförderte Material gelangt über den zwischen Schneckenende und Meßhülse entstandenen Ringspalt in die Bohrung der Hülse und verläßt diese als ein zusammengepreßter Strang. Dabei bewirken die hohen Scherspannungen in dem Meßspalt eine mehr oder weniger starke Erwärmung der Masse, so daß dies trotz

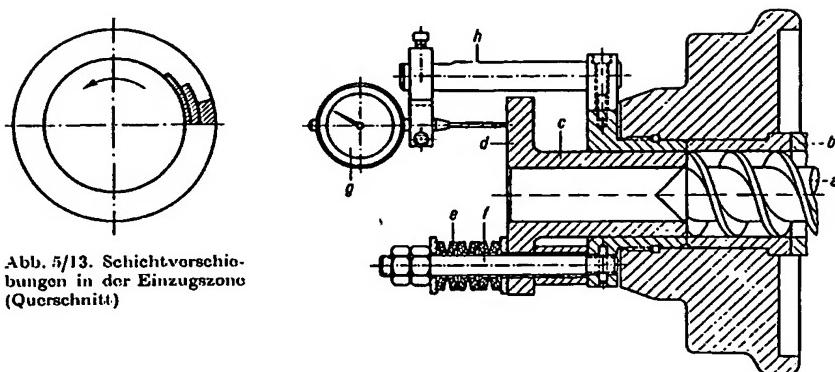


Abb. 5/13. Schichtverschiebungen in der Einzugszone (Querschnitt)

Abb. 5/14. Einrichtung zur Messung des Druckaufbaus in der Beschickungszone einer Schneckenpresse (Schnecke und Zylinder unbeladen)

a Schnecke mit $5 D$ effektiver Länge und $0,2 D$ Gangtiefe, b Zylinder, c Meßhülse (Wanddicke übereinstimmend mit Gangtiefe der Schnecke), d Flansch der Meßhülse, e Druckfedern, f Bolzen, g Meßuhr, h Halterung für Meßuhr

der Kühlung der Maschine teilweise zusammensintert oder bis zu einem gewissen Grade plastiziert wird.

Die vom Druck des Materials beaufschlagte Stirnfläche der Meßhülse war entsprechend dem Querschnitt der Schneckengänge dimensioniert (36×60 mm Dmr.). Die Axialbewegung der Hülse wurde durch einen Anschlag auf 13,6 mm begrenzt.

Die getesteten Kunststoffrohstoffe sowie die durch die Deformation der geeichten Stützfedern bei einer Schneckenumdrehzahl von 15 U/min gemessenen Kräfte (kp) und die daraus errechneten Werte des Massendrucks (kp/cm^2) sind in der Tabelle 3 zusammengestellt.

Tabelle 3

Nr.	Kunststoff	Ausgangsform	Schüttgewicht (g/cm^3)	Schüttwinkel (Grad)	Federweg (mm)	Federkraft (kp)	Druck (kp/cm^2)
1	Niederdruck-Polyäthylen	Linsen-Granulat	0,59	25	5,4	2220	126
2	Niederdruck-Polyäthylen	Würfel-Granulat	0,52	27	8,1	2960	168
3	Hart-PVC	Würfel-Granulat	0,77	40	7,8	2900	165
4	Hart-PVC	Schnitzel	0,60	40	7,7	2880	164
5	Hart-PVC	Pulvermischung	0,46	41	3,4	1620	92
6	Polystyrol	Perlen	0,65	19	5,4	2220	126
7	Weich-PVC (25/75)	Zyl.-Granulat/Linsen-Granulat	0,78	32	3,3	1600	91
8	Modif. (schlagfest.) Polystyrol	Zyl.-Granulat	0,62	30	7,8	2900	165

Die gemessenen bzw. errechneten Werte — meist über 100 kp/cm^2 — liegen unerwartet hoch. Andererseits ist ihre Streuung ($91\text{--}168 \text{ kp/cm}^2$) trotz der sehr verschiedenen Ausgangsmaterialien verhältnismäßig gering.

Zu diesen Messungen muß noch bemerkt werden, daß die Innenwandung des Schneckengehäuses der Versuchsmaschine mit Längsnuten versehen war, um ein Gleiten des Materials an der Wandung möglichst zu verhindern oder doch zu hemmen. Vergleichsweise betrugen die Ausstoßleistungen bei Beschickung einer mit 32 U/min arbeitenden 25-mm-Schneckenpresse mit Granulat im Falle des Betriebes mit glatter Zylinderbüchse $2,0 \text{ kg/h}$, dagegen bei Verwendung einer längsgenuteten Büchse $3,1 \text{ kg/h}$ [5/29]. Diese Werte beziehen sich auf die Extrusion aus dem offenen Zylinder; im Betrieb mit Spritzwerkzeugen sind die Unterschiede meist geringer. Oft kann aber beobachtet werden, daß Einschneckenpressen mit längsgenuteter Eingangszone eine bessere Konstanz der Betriebswerte (Ausstoß pro Zeiteinheit, Massendruck, und Temperatur) aufweisen*).

Für das Verständnis des thermodynamischen Prozesses sind die Diagramme Abb. 5/15a und b sowie 5/16 recht aufschlußreich, welche sich auf die Verarbeitung eines Weich-PVC-Materials mit einer 63-mm-Schneckenpresse beziehen [5/34]. Dabei wurde die Maschine nacheinander mit 3 verschiedenen Schnecken gefahren und mit a) Granulat (Compound), b) Pulvermischung (Dry-Blend) beschickt. Man erkennt, daß in jedem Falle bei Verarbeitung der Pulvermischung die Ausstoßleistungen höher und die Endtemperaturen der Masse tiefer lagen als bei Verarbeitung des Granulats. Der Unterschied der Endtemperaturen (max. rd. $20^\circ \text{ F} = 11^\circ \text{ C}$, d. h. maximal rd. 7%

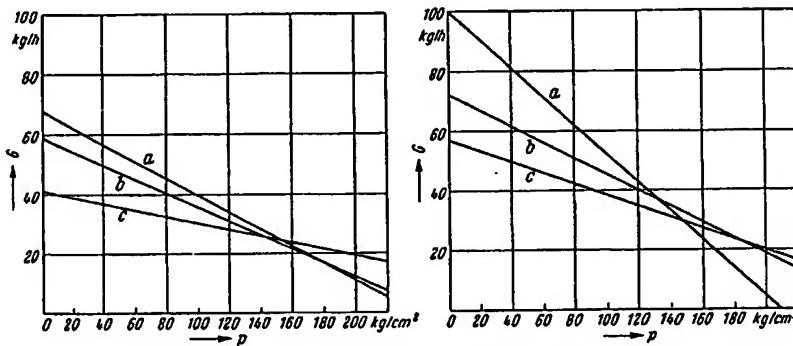


Abb. 5/15a u. b. Ausstoßleistungen bei Verarbeitung von Weich-PVC mit drei verschiedenen Schnecken (Druck durch Vontil geregelt)

Abb. 5/15a. Schneckenkennlinien bei Verarbeitung von Weich-PVC-Granulat (Compound) mit drei verschiedenen Schnecken: $D = 63 \text{ mm}$, $n = 50 \text{ U/min}$
a: $\varphi = 21^\circ 40'$; $h_s = 6,6 \text{ mm}$ — b: $\varphi = 23^\circ 15'$; $h_s = 4,0 \text{ mm}$ — c: $\varphi = 22^\circ 10'$; $h_s = 2,9 \text{ mm}$

Abb. 5/15b. Schneckenkennlinien bei Verarbeitung von Weich-PVC-Pulvermischung (Dry-Blend) mit drei verschiedenen Schnecken: $D = 63 \text{ mm}$, $n = 50 \text{ U/min}$
a: $\varphi = 21^\circ 40'$; $h_s = 6,6 \text{ mm}$ — b: $\varphi = 23^\circ 15'$; $h_s = 4,0 \text{ mm}$ — c: $\varphi = 22^\circ 10'$; $h_s = 2,9 \text{ mm}$

*). Trotzdem kann eine Längsnutung der Granulatzone des Zylinders nicht ohne Einschränkungen empfohlen werden. Der Vorteil für den Fördereffekt bedeutet einen Nachteil für die Umwälzung und gleichmäßige Vorwärmung des Kunststoffrohstoffes in dieser Zone. Unzulässig sind Längsnuten im allgemeinen bei Amischungen mit Pigmenten oder anderen pulverigen Zusätzen, die in den Nuten stagnieren und Fehlstellen im extrudierten Produkt verursachen können.

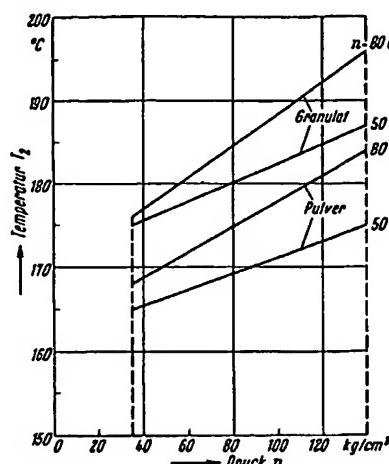


Abb. 5/16. Temperatur der extrudierten Weich-PVC-Masse bei Granulat (Compound) und Pulvermischung (Dry-Blend) für $n = 50$ und 80 U/min

stellung eines starken Einflusses der bei der Phasen-Umwandlung des Materials entstehenden Wärme (Gelierwärme).

5.3.3. Theorie der Einzugszone

Einige grundlegende Untersuchungen [5/29-34] befassen sich speziell mit dem Fördervorgang in der Einzugszone. Dabei wird angenommen, daß die Masse sich hier wie ein zusammenhängender, elastisch verformbarer Körper verhält, der den Schneckengang voll ausfüllt und somit die Schneckenoberfläche ebenso wie die Zylinderinnenfläche allseitig berührt. Relativverschiebungen einander benachbarter Masseschichten werden dabei ausgeschlossen. Es können aber Spannungen, besonders ein Druckgefälle zwischen Anfang und Ende der Einzugszone (Beginn der Aufschmelzung bzw. Plastizierung) auftreten. Meist wird vorausgesetzt, daß die Reibungskoeffizienten Masse/Schnecke und Masse/Zylinder von den jeweiligen Druckwerten unabhängig sind, also nur von der Oberflächen- und MasseTemperatur abhängen (COULOMBSCHES Reibungsgesetz).

Die Annahme, daß die Massebewegungen analog denen eines in sich zusammenhängenden Stranges — also ohne relative Schichtbewegungen — ablaufen, trifft praktisch nur für grobes Würfelgranulat (Kantenlänge größer als etwa $\frac{1}{4}$ Gangtiefe) zu. Bei Granulat geringerer Korngröße und anderer Form (Zylinder-, Blättchen-, Linsen-, Kugelgranulat) dagegen entspricht sie dem wirklichen Verhalten des Kunststoffrohstoffes weniger gut.

In den ersten theoretischen Arbeiten ging man von der Vorstellung aus, daß die tatsächlichen Massebewegungen in der Einzugszone zwischen den beiden folgenden Extremen liegen müssten [5/30]:

1. Reine Rotation: Die Masse haftet infolge großer äußerer Reibung an der Oberfläche des Schneckenwindes und dreht sich mit der Schnecke wie eine kompakte

des Temperaturanstiegs der Masse in der Maschine) ist jedoch gering im Vergleich zu dem Unterschied der Ausstoßleistungen (30 bis 50% der Granulat-Förderleistung). Da die Zylindertemperaturen stets gleich eingestellt waren, konnte die Masse im Falle der Dry-Blend-Verarbeitung infolge der 30 bis 50% kürzeren Verweilzeit auf jeden Fall weniger Wärme aus der beheizten Wandung aufnehmen als im Falle der Compound-Verarbeitung. Der Differenzbetrag dürfte auf 25 bis 35% zu schätzen sein. Wenn der Wärmeinhalt der aus Dry-Blend extrudierten Masse trotzdem nur maximal 7% geringer war, so muß angenommen werden, daß der Fehlbetrag durch erhöhten mechanisch-thermischen Energieumsatz und/oder durch die beim Gelieren der Pulvermischung frei werdende Wärme gedeckt wurde. Ein erhöhter Energieumsatz, der ja praktisch nur in der Einzugszone denkbar wäre, wird aber bei der Dry-Blend-Verarbeitung im allgemeinen nicht beobachtet. So bleibt als einzige Erklärung für die beobachteten Effekte die Feststellung eines starken Einflusses der bei der Phasen-Umwandlung des Materials entstehenden Wärme (Gelierwärme).

zylindrische Walze innerhalb des festen zylindrischen Gehäuses. Die Umfangsgeschwindigkeit der äußeren Masseschichten wäre dann $v_1 = \pi \cdot D \cdot n$ (D = Durchmesser, n = Drehzahl der Schnecke).

2. Reine axiale Translation: Die Masse bewegt sich wie eine gegen Drehung gesicherte Mutter auf einer rotierenden Spindel, also nur in axialer Richtung. Die axiale Geschwindigkeit der Masse wäre dann $v_2 = s \cdot n$ (s = Gangsteigung, n = Drehzahl der Schnecke).

Nehmen wir an, daß die Gangsteigung der Schnecke $s = D$ ist, so wären die Grenzgeschwindigkeiten v und Grenzwinkel β der Massebewegung (gegenüber einer senkrecht zur Schneckenachse bzw. Zylinderachse liegenden Bezugsebene) sowie der kleinste und größte „Volumenwirkungsgrad“ G/G_{\max} der Schnecke durch folgende Werte bestimmt:

	v (cm/s)	β	G/G_{\max}
Grenzfall 1	$v_1 = \pi \cdot D \cdot n$	0°	0%
Grenzfall 2	$v_2 = D \cdot n$	90°	100%

Die unter betriebsmäßigen Verhältnissen auftretenden Massebewegungen sollten dann zwischen diesen Grenzfällen zu finden sein, Abb. 5/17a und b.

In Wirklichkeit beobachtet man wohl gelegentlich den ersten (selbstverständlich unerwünschten) Grenzfall, niemals aber den zweiten (erwünschten) Grenzfall. Dies ist ohne weiteres verständlich, wenn man die physikalischen Voraussetzungen betrachtet: Im ersten Fall muß die Reibungskraft zwischen Masse und Schnecke größer sein als die Reibungskraft zwischen Masse und Gehäusewandung. Das ist durchaus möglich. Im zweiten Fall dagegen müßten die Reibungskräfte zwischen Masse und Schnecke, aber auch die Reibungskraft zwischen Masse und Gehäuse „in axialer

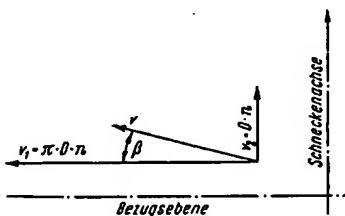


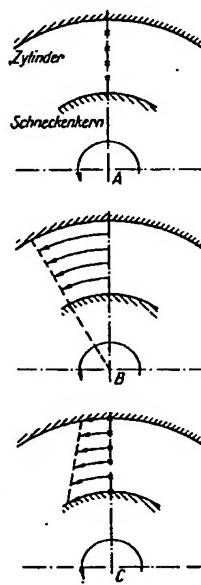
Abb. 5/17a. Hauptbewegungsrichtungen in der Einzugszone der Schneckenpresso (für den Fall $s = D$)

Abb. 5/17b. Massebewegungen in der Einzugszone der Schneckenpresso (nach älteren Vorstellungen)

A: Reine Axialbewegung, wie bei einer gegen Drehung gesicherten Mutter auf einer rotierenden Spindel. 100% Förderleistung, 0% Mischleistung

B: Reine Drehbewegung, wie bei einem Rad oder einer Walze. 0% Förderleistung, 0% Mischleistung

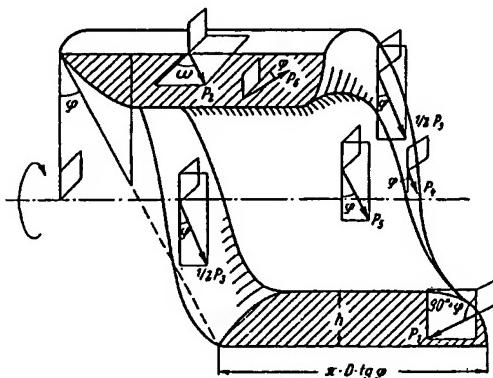
C: Teils Axialbewegung, teils Drehbewegung (Normalsfall), z. B. 50% Förderleistung, 50% Mischleistung



Richtung“ Null sein, dagegen die Reibungskraft zwischen Masse und Gehäuse „in Umlangsrichtung“ einen endlichen Wert haben. Dies ist jedoch nicht möglich, zum mindesten nicht bei einer einfachen, unprofilierten Zylinderwandung. Eine Annäherung an den zweiten Grenzfall ist allerdings realisierbar, wenn die Zylinderwandung mit Längsnuten geeigneter Abmessungen versehen wird. Die Längsnuten übernehmen dann die Funktion einer Verdrehungssicherung. Die damit angestrebte Wirkung wird jedoch nur bei Massen erreicht, die sich wie ein elastisches Kontinuum verhalten. Bei feinpulvigen Massen, deren inneres Gefüge nicht die notwendige „Verzahnung“ aufweist, versagen die Längsnuten als Verdrehungssicherung.

In der theoretischen Behandlung wird das Fördergut eines Schneckenganges der Einzugszone als ein im Gleichgewicht befindlicher elastischer Strang betrachtet, wobei die infolge der Deformation des Stranges auftretenden Rückstellkräfte innerhalb der Masse lediglich als innere Kräfte aufgefaßt werden, die das Gleichgewicht des Systems als Ganzes nicht stören. Die Untersuchungen dieses Gleichgewichts be-

stehen dann darin, die Kraftwirkungen der Schnecke und des die Schnecke umgebenden Zylinders sowie des im Massestrang herrschenden Druckgefäßes zu bestimmen. Dabei können Relativverschiebungen innerhalb der Masse, solange sie den Charakter von elastischen Deformationen haben und den Zusammenhalt der Masse nicht aufheben, aus den o. a. Gründen außer Betracht bleiben (Abb. 5/18).



mit

$$k'(\eta) = \frac{D-h}{D} \cdot \frac{\eta + \tan \varphi'}{1 - \eta \cdot \tan \varphi'} \quad (24)$$

zu berechnen, worin φ' den Gangsteigungswinkel für den Durchmesser $D-h$ darstellt, also

$$\tan \varphi' = \frac{D}{D-h} \cdot \tan \varphi. \quad (25)$$

Mit Gl. (25) geht Gl. (24) über in

$$k'(\eta) = \frac{\tan \varphi + \eta \cdot (D-h)/D}{1 - \eta \cdot D \cdot \tan \varphi / (D-h)}. \quad (26)$$

Die funktionelle Beziehung $k''(k')$ mit ω als Parameter veranschaulicht das Diagramm Abb. 5/19, die Beziehung $f(\omega, \varphi)$ mit η als Parameter Abb. 5/20.

Die für die verschiedenen Reibungszahlen η bei drucklosem Betrieb optimalen Gangsteigungswinkel φ (d. h. die Werte, welche jeweils dem Höchstwert von f entsprechen) sind aus Abb. 5/21 und Tabelle 4 zu entnehmen.

Tabelle 4

η	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
φ_{opt}	45°	26°	21°	17°	14°	12°

Der meist übliche Steigungswinkel $\varphi = 17^{\circ}40'$ (Gangsteigung 1 : D) entspricht einer Reibungszahl $\eta = 0,58$. Wenn die Förderung der Einzugszone gegen Widerstand er-

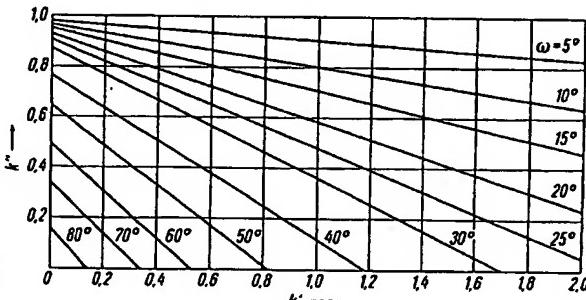


Abb. 5/19. Diagramm der Hilfsgrößen $k''(k')$ mit ω als Parameter

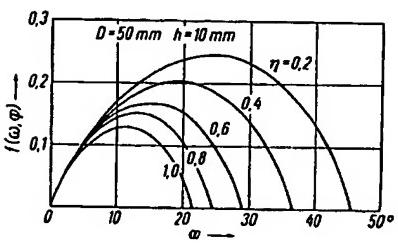


Abb. 5/20. Diagramm der Funktion $f(\omega, \varphi)$ mit η als Parameter

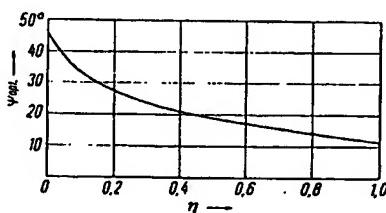


Abb. 5/21. Optimaler Gangsteigungswinkel φ in Abhängigkeit von der Reibungsziffer η

folgt, also bei nicht-drucklosem Betrieb, ergeben sich kleinere optimale Gangsteigungswinkel.

Offenbar kann der für die Auswertung von Gl. (21) erforderliche Winkel ω im Einzelfall aus den Gln. (23) und (26) sowie Abb. 5/19 nur durch systematisches Probieren bzw. sukzessive Approximation ermittelt werden.

Einfachere Beziehungen ergeben sich, wenn angenommen werden kann, daß der in dem Kunststoffrohrstoff herrschende Druck niedrig ist, so daß zwischen der passiven Flanke (d. h. der Gegenfläche der Schubflanke) des Schneckengewindes und der Masse nur ein loser Kontakt besteht. Für die ersten Gänge der Schnecke ist diese Annahme in vielen Fällen zulässig. Dann wird das 2. Glied auf der rechten Seite von Gl. (22) unabhängig von ω :

$$k''(k') = \frac{D - 2h}{D} \cdot [k'(\eta) \cdot \sin \varphi'' + \frac{D - 2h}{D} \cdot \cos \varphi'']. \quad (27)$$

In dieser Gleichung stellt φ'' den Gangsteigungswinkel für den Durchmesser $D - 2h$ (Schneckenkern) dar, also

$$\tan \varphi'' = \frac{D}{D - 2h} \cdot \tan \varphi. \quad (28)$$

Die Anwendung der Gln. (21), (23), (26), (27) und (28) demonstriert das folgende Zahlenbeispiel:

$D = 6,0$ cm, $h = 1,0$ cm, $\varphi = 17^\circ 40'$, $\tan \varphi = 0,318$, $\eta = 0,50$, $n = 1$ U/s = 60 U/min.

Aus Gl. (26) errechnet man zunächst $k'(\eta) = 0,910$. Aus Gl. (28) folgt $\tan \varphi'' = 0,480$, also $\varphi'' = 25^\circ 40'$, $\sin \varphi'' = 0,433$, $\cos \varphi'' = 0,900$. Damit ergibt sich aus Gl. (27) $k''(k') = 0,663$.

Mit diesen Zahlenwerten erhält man aus Gl. (23) $\sin \omega = 0,314$, $\omega = 18^\circ 23'$, $\tan \omega = 0,332$.

Damit kann Gl. (21) ausgewertet werden:

$$G = \pi^2 \cdot 6,0 \cdot 1,0 \cdot 5,0 \cdot 1,0 \cdot \frac{0,332 \cdot 0,318}{0,332 + 0,318} = 48 \text{ cm}^3/\text{s}.$$

Bei einem Granulat mit einem „Schüttgewicht“ von beispielsweise $0,52 \text{ g/cm}^3$ errechnet sich daraus eine gewichtsmäßige Förderung von $25 \text{ g/s} = 90 \text{ kg/h}$.

Allgemein muß die mit dem Kunststoffrohrstoff beschickte Zone der Schnecke so bemessen sein, daß der Ausstoßzone im laufenden Betrieb jederzeit genügend Material „angeboten“ wird. Um dies sicherzustellen, ist es notwendig, bei Berechnungen nach Gl. (21) und der auf drucklosen Betrieb bezogenen Gl. (27) immer einen Multiplikator > 1 in Ansatz zu bringen. So wäre die Förderleistung des in dem Beispieldfall für die Granulatzone angenommenen Gewindeprofils (90 kg/h bei drucklosem Betrieb) etwa für eine effektive Ausstoßleistung von $40\text{--}50 \text{ kg/h}$ angemessen.

Die analytische Untersuchung läßt erkennen, daß eine hohe Förderleistung der Eingangszone (bei vorgegebener Arbeitsdrehzahl) durch folgende Maßnahmen erreicht werden kann: a) große Gangtiefe, b) niedrige Reibungszahl der Schneckenoberfläche, c) hohe Reibungszahl der Zylinderinnenwandung und d) Anpassung des Gangsteigungswinkels an die effektiven Werte der Reibungszahlen.

Für die praktische Bemessung der Gangtiefe ergibt sich — zum mindesten bei kleinen Einheiten, etwa bis $D = 90$ mm — eine obere Grenze aus der Torsionsfestigkeit des Schneckenkerns. Eine Spezifikation dieser Grenzwerte setzt nicht nur die Angabe der Festigkeit des für die Herstellung der Schnecke verwendeten Stahls voraus, sondern auch die Kenntnis der bei den verschiedenen Arbeitsdrehzahlen zu übertragenden Antriebsleistungen, d. h. der Drehmomente $M_d = N/2\pi n$. Wir werden

darauf in Kap. VI zurückkommen. Eine extrem tiefgeschnittene und allzu kurze Ausführung ist auch deshalb nicht zweckmäßig, weil dabei das Material nicht genügend Wärme für die in der nächsten Zone erfolgende Gelierung bzw. Plastizierung aufnehmen kann [5/35].

Im übrigen darf die effektive Förderung der Einzugszone niemals so groß sein, daß die Mittel- und Ausstoßzone der Schnecke „übersfahren“ werden. Dabei spielen nicht nur die Gangtiefenverhältnisse, sondern auch die Längen der einzelnen Zonen und der Widerstand des angeschlossenen Spritzwerkzeugs eine Rolle. Während bei einer nicht genügend leistungsfähigen Einzugszone der Ausstoß der Maschine im allgemeinen regelmäßig pulsiert, treten beim Überfahren der Ausstoßzone durch die Einzugszone unregelmäßige Schwankungen sowohl im Ausstoß als auch in den Temperaturwerten des Extrudats auf. Die damit zusammenhängenden Fragen sollen in Abschn. 5.5.2.2. und 5.10. eingehender behandelt werden.

5.4. Die Umwandlungszone

Die Umwandlungszone ist dadurch gekennzeichnet, daß in ihr der Übergang des Kunststoffes von der festen Phase in die thermoplastische Phase bzw. viskose Phase erfolgt. In den Gängen dieser Zone befinden sich daher sowohl feste Partikel (Pulver, Granulat usw.) als auch bereits aufgeschlossenes Material.

Die Vorgänge in diesem Teil der Schnecke sind bisher wenig untersucht worden. Wie bereits oben erwähnt, hat man z. B. festgestellt, daß die Gelierung von Weich-PVC ausgesprochen exotherm, der anschließende Übergang vom thermoelastischen in den thermoplastischen Zustand dagegen schwach endotherm verläuft.

Die Lage des Punktes bzw. Volumenelements, an dem die Masse durchgehend plastiziert bzw. aufgeschmolzen ist — also das Ende der Umwandlungszone — hängt stark von der Förderleistung der Schnecke und von dem in der Schnecke bei laufendem Betrieb vorhandenen Massequantum ab. Förderleistung und Massequantum wiederum ändern sich mit dem Füllfaktor (abhängig von Schüttgewicht und Rieselfähigkeit des Kunststoffrohstoffes) sowie mit der Schneckendrehzahl und den Betriebstemperaturen von Zylinder und Schnecke. Gewöhnlich stellt man bei einer Verschiebung des Umwandlungspunktes in Richtung der Einfüllzone — sofern damit nicht ein Haften des Materials an der Schnecke und ein „Durchrutschen“ an der Zylinderwandung verbunden ist — eine Erhöhung der potentiellen (d. h. nutzbaren) Ausstoßleistung der Schnecke fest. Bei Erhöhung der Schneckendrehzahl verschiebt sich der Umwandlungspunkt meist in Förderrichtung, wobei die (unter Berücksichtigung der Qualitätsforderungen) ausnutzbare Reserveförderleistung immer kleiner wird (s. auch Abschn. 5.9.).

In diesem Zusammenhang ist das Ergebnis einer Versuchsreihe zu erwähnen, deren Ziel die Ermittlung der qualitätsbestimmenden Faktoren beim Extrudieren von Polyäthylen war [5/36]. Dabei zeigte sich vor allem der starke Einfluß der Schnecken temperatur und des Druckes am Schneckenende auf den Masseinhalt und die Förderleistung der Schnecke, s. Tabelle 5.

Die Umwandlungszone soll im übrigen die Masse nicht nur plastizieren oder aufschmelzen, sondern sie der nachfolgenden Ausstoßzone (Meteringzone) als kompakten Strang ohne Luft einschlüsse und andere gasförmige Komponenten zuführen. Während eine Vortrocknung des Materials bisher noch meist außerhalb der Schnecken presse und das Abführen anderer Gase bzw. Dämpfe durch die Einfüllöffnung des Zylinders erfolgte, setzen sich neuerdings immer mehr Maschinen mit einem in den Zylinder zwischen Einfüllöffnung und freiem Ende eingearbeiteten Abzugskanal

Tabelle 5

	A	B	C	D	E	F
Temperatur d. Schnecke (°C)	30	30	30	65	100	neutral
Druck (kp/cm ²)	70	196	70	70	70	70
Masseinhalt (g)	149	283	278	284	302	278
Förderleistung (kg/h)	9,8	8,6	11,6	12,6	10,6	19,6

zu B: Druck erhöht durch Regelgap

zu C: Kunststoffrohstoff auf 80°C vorgewärmt.

durch; für diese Maschinen wird jedoch eine Spezialschnecke benötigt (s. Abschn. 3.5.14. und 5.10.).

Eine systematische Untersuchung der Plastizier- und Aufschmelzvorgänge in verschiedenen Schnecken führte MADDOCK durch [5/37]. Die unter abgestuften Bedingungen verarbeiteten Polymere waren Weich-PVC und Polyäthylen.

Die für diese Versuche eingesetzten Schnecken — vier verschiedene Modelle mit 2" (51 mm) Durchmesser und 15 D Länge — wurden jeweils im laufenden Betrieb angehalten und nach zwischenzeitlicher Kühlung sowie kurzem Wiederaufheizen des Zylinders bei laufender Schneckenkühlung mittels einer Kolbenpresse ausgestoßen.

Die Untersuchung hatte folgendes Ergebnis: Bei allen Schnecken erfolgt das Aufschmelzen bzw. Plastizieren der Masse nach dem gleichen Grundmechanismus. Die Massenpartikel (anfangs Granulat) wandern zunächst schnell entlang der Schneckenoberfläche, bis sie zwischen dem Schneckenkern und einer an der Zylinderwandung haftenden, dünnen Schicht aufgeschmolzenen Materials einer stärkeren Scherbeanspruchung ausgesetzt werden. Sie werden dann rund um die Zylinderwandung „verschmiert“, bis sie auf die Schubflanke des Schneckenganges treffen. Hier vermischen sie sich mit bereits aufgeschmolzenem Material und wandern entlang der Schubflanke abwärts. Auf diese Weise geraten sie in eine kreisende Bewegung. Die aus der Schnecke entnommenen Proben — Schnitte des Massenstranges in einer Axialebene der Schnecke — lassen erkennen, daß die kreisende Bewegung sich anfangs auf den der Schubflanke des Schneckengewindes unmittelbar benachbarten Randbereich beschränkt, während im Bereich der Gegenflanke sich noch überwiegend unaufgeschmolzenes Material befindet. Die Breite des in kreisender Bewegung aufgeschmolzenen und der Schubflanke benachbarten Massestromes nimmt nach dem Ausstoßende der Schnecke hin zu, bis der ganze Gang mit homogener Schmelze erfüllt ist. Bei Schnecken mit zu tief geschnittener Ausstoßzone und bei unzweckmäßigen Betriebsbedingungen wird dieser Idealzustand allerdings nicht erreicht. Durch Verminderung der Gangtiefe, Erhöhung des Rückdruckes und Kühlung der Schnecke werden die Mischvorgänge im allgemeinen forciert. Die entgegengesetzte Wirkung haben Zusätze von Gleitmitteln.

Zu ähnlichen Ergebnissen kam STREET bei seinen experimentellen Untersuchungen [5/38]. Die verwendete Maschine war wiederum eine zonenweise beheizte 2" (51 mm)-Schneckenpresse, jedoch mit einem L/D-Verhältnis von 20:1. Die Gangsteigung der Schnecke betrug durchgehend 1 D, die Gangtiefe in der Eingangs- und Umwandlungszone (insgesamt 16 D lang) 8 mm, in der Ausstoßzone (4 D lang) 2,4 mm. Der Extruder wurde abwechselnd mit einfarbigem Kunststoffgranulat und Gemengen aus Granulat des gleichen Grundmaterials in verschiedenen Farbeinstellungen gespeist. Bei dieser Arbeitsweise konnten an den jeweils aus der stillgesetzten Maschine entnommenen Mustern die Plastizierungsvorgänge und der Bewegungsablauf analysiert werden.

Es zeigte sich, daß das Aufschmelzen unmittelbar nach Verlassen der Aufgabezone beginnt und meist nach 4 bis 5 weiteren Gängen beendet ist. In der Übergangszone sind deutlich vier Bereiche zu unterscheiden, Abb. 5/22:

- Bereich a: Ein durch die äußere Beheizung entstandener und an der Zylinderinnenwandung haftender dünner Film geschmolzenen Materials, der von den Gängen ähnlich wie von einem Schneepflug zusammengeschoben wird*).
- Bereich b: Eine daraus resultierende und mit jedem Schneckengang zunehmende Menge geschmolzenen Materials, die sich an die Schubflanke des Schneckenganges anlehnt und bis auf den Schneckenkern reicht. Infolge des Zusammenwirkens der Schubflanke und der Zylinderinnenwandung gerät die Schmelze in eine kreisende Bewegung.
- Bereich c: Ein Übergangsbereich, aus dem erweichende Granulatteilchen in stetiger Folge an die im Bereich b kreisende, d. h. vom Schneckenkern radial nach außen strömende Schmelze abgegeben werden. Die in die Schmelze übergehenden Teilchen werden in dieser vollständig aufgeschmolzen, wobei der Wärmebedarf teils durch die immer breiter werdende benetzte Zylinderwandung und teils durch den mechanisch-thermischen Energieumsatz gedeckt wird.
- Bereich d: Ein mit festen Granulatkörnern angefüllter, an die Gegenflanke der Schubflanke grenzender Bereich, welcher fortlaufend die aus dem Übergangsbereich c in die Schmelze b abwandernden Teilchen ersetzt. Hier findet auch eine gewisse Entgasung des Kunststoffrohstoffes statt. Dabei zeigt sich, daß die festen Partikel sich längs des Schneckenganges bzw. in Achsrichtung der Schnecke erheblich schneller vorwärtsbewegen als die Schmelze.

Der Schmelzvorgang findet also sowohl an der Zylinderwand a als auch an der Grenzfläche zwischen den Bereichen b und c statt. Je nach der Art des eingespeistenen Kunststoffes, der Schneckengeometrie und den angewandten Betriebsbedingungen überwiegt der eine oder andere Anteil. Diese Parameter bestimmen auch die Länge der Umwandlungszone.

Es ist verständlich, daß eine Steigerung des Durchsatzes nur solange erfolgen kann, wie der Schneckenkanal noch nicht völlig mit Schmelze angefüllt ist. Wenn der Bereich b sich über den ganzen Gangquerschnitt ausgedehnt hat, so kann durch zusätzliche Gänge nur eine Homogenisierung bewirkt werden. Diese Aufgabe fällt jedoch bereits der Ausstoßzone (Meteringzone) der Schnecke zu. Im Normalfalle ist die Aufschmelz-Kapazität der Umwandlungszone größer als die Förderkapazität der Ausstoßzone. Bei ungenügender Aufschmelzleistung muß damit gerechnet werden, daß das extrudierte Produkt Inhomogenitäten und/oder ungenügende Maßtoleranzen aufweist. Praktisch hat jede Extruderschnecke in Kombination mit einem bestimmten Spritzwerkzeug eine Grenzleistung bzw. Grenzdrehzahl, bei der die im allgemeinen

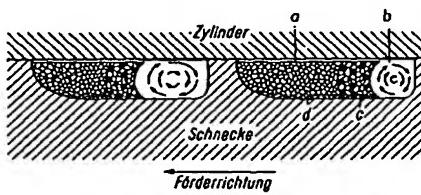


Abb. 5/22. Verlauf des Aufschmelzvorgangs in zwei aufeinanderfolgenden Schneckengängen
a geschmolzener Massefilm, b zirkulierende Schmelze, c Übergangsbereich, d Granulatbereich

* Ein solcher Film wurde auch bei der Untersuchung der Aufschmelzvorgänge einer autogenen (in laufenden Betrieb nicht beheizten) Schneckenpresso festgestellt [5/39].

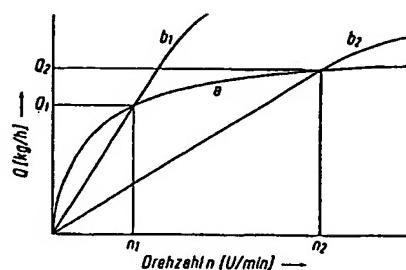


Abb. 5/23. Diagramm $Q(n)$ einer Einschneckenpresse
 a Aufschmelzleistung der Umwandlungszone, b_1 Ausstoßleistung der Meteringzone mit Niederdruck-Spritzwerkzeug, b_2 dgl. mit Hochdruck-Spritzwerkzeug

nicht-lineare Kennlinie der Aufschmelzzone die in einem größeren Bereich lineare Kennlinie der Ausstoßzone schneidet, Abb. 5/23.

Hier ist auch auf eine ältere Untersuchung hinzuweisen, welche erste Aufschlüsse über den Einfluß der Betriebsbedingungen gab [5/40]. Dabei zeigte sich — eine für die Praxis wichtige Feststellung — daß beispielsweise in der Verarbeitung von PVC die Qualität des extrudierten Produktes ohne Minderung der Ausstoßleistung der Maschine bis zu einem gewissen Grad verbessert werden kann, wenn man mit Schneckenkühlung und erhöhter Drehzahl arbeitet. Die Fließbilder des aus der Schnecke nach jedem Versuch entnommenen Materials lassen deutlich erkennen, daß die Plastizierung des Polymeren bei gekühlter Schnecke zwar später, aber wesentlich intensiver als bei der neutralen Schnecke einsetzt, so daß eine praktisch vollkommene Homogenisierung erreicht wird. Die Erklärung für diesen Effekt ergibt sich aus der durch die Schneckenkühlung bewirkten Erhöhung der Scherspannung (primäre Versteifung der Masse durch die Abkühlung) und des Geschwindigkeitsgefälles (Verkleinerung der wirksamen Gangtiefe).

In diesem Zusammenhang muß unterschieden werden zwischen der funktionellen Übergangszone und der entwurfsmäßigen Übergangszone. Die eine ist durch die in ihr stattfindenden physikalischen Umwandlungen gekennzeichnet, die andere (sog. Kompressionszone) durch ein abnehmendes Gangvolumen. Unter gewissen Voraussetzungen können diese beiden Zonen zur Deckung kommen. Dabei verwendet der Konstrukteur als Anhalt die Aufschmelz- bzw. Erweichungs-Charakteristik des zu verarbeitenden Polymers. Je schärfer der Phasenübergang determiniert ist, desto kürzer wird im allgemeinen die Zone mit abnehmendem Gangvolumen bemessen. Der bekannte Grenzfall ist die besonders für das Extrudieren von Polyamiden mit niedriger Schmelzviskosität entwickelte Kurzkompressionschnecke, welche gewöhnlich als Nylon-Schnecke bezeichnet wird. Dieses Modell findet aber auch für solche Thermoplaste Anwendung, welche (wie beispielsweise die Polyolefine) schon vor Erreichen ihres Schmelzpunktes eine gewisse Erweichung zeigen. Dagegen empfehlen sich für nicht kristallinische Stoffe wie PVC, die keinen Schmelzpunkt im eigentlichen Sinne haben, längere Zonen mit abnehmendem Gangvolumen.

5.5. Die Ausstoßzone

5.5.1. Funktionelle Aufgaben

Die Ausstoßzone übernimmt das aus der Umwandlungszone kommende plastisierte oder aufgeschmolzene Material, um es zu homogenisieren und gleichmäßig zu temperieren und schließlich mit dem notwendigen Druck in gleichmäßigem Fluß aus dem

angeschlossenen Spritzwerkzeug zu extrudieren. In der englischen Terminologie spricht man daher von der „Metering-Zone“, d. h. „Dosierzone“ oder „Zumeßzone.“ Eine Grundforderung für die Schneckenkonstruktion — speziell für die Konstruktion der Meteringzone — ist also, daß diese zur Erzeugung hoher Massedrucke geeignet sein muß. Hier ergeben sich allerdings bei Einschneckenpressen, im Gegensatz zu Doppelschneckenpressen, Begrenzungen aus der Eigenart des Schneckenprozesses. Während nämlich die Durchflußleistung in dem ausformenden Werkzeug mit zunehmendem Druck ansteigt, geht die Förderleistung einer Schnecke mit wachsendem Druck zurück.

Bei offenem Zylinder, also ohne Spritzwerkzeug, ist der Massedruck am Schneckenende selbstverständlich Null. In diesem Falle und auch bei Spritzwerkzeugen mit geringem Strömungswiderstand bildet sich ein Druckmaximum zwischen Anfang und Ende der Meteringzone aus; seine Lage und Höhe hängen von der Ausführung der Meteringzone, ebenso aber auch von der Förderkapazität der Vorzonen, ferner vom Widerstand des Spritzwerkzeugs (einschließlich evtl. Stau- und Siebelemente), von der Art des thermoplastischen Materials und den Betriebsbedingungen ab.

Was die konstruktive Ausführung der Meteringzone betrifft, so haben sich die Modelle mit einer in diesem Abschnitt konstanten Gangsteigung und Gangtiefe allgemein bewährt. Die analytische Behandlung der Meteringzone bezieht sich ausschließlich auf diese Konstruktionen. Die weiter geforderte Homogenisierung der Meteringzone wird durch den inneren Mischeffekt der viskosen Scherung des Materials und den äußeren Mischeffekt der Druckströmung sowie einer Transversalströmung erreicht.

Mit Ausnahme der Druckströmung sind alle genannten Effekte der Meteringzone — Druckaufbau, Scherung und auch Temperaturausgleich durch äußere Beheizung oder Kühlung — um so stärker ausgeprägt, je flacher die Gänge der Schnecke in diesem Abschnitt geschnitten werden und je länger der (abgewickelte) „Meteringkanal“ ist. Praktisch kann eine ausreichende Kanallänge auf zwei verschiedene Weisen erreicht werden:

- Bei vorgegebenem Durchmesser D und üblicher Gangsteigung ($1 D$) Festlegung auf ein angemessenes L/D -Verhältnis für die Meteringzone (mindestens 5:1).
- Bei begrenztem L/D -Verhältnis Festlegung eines angemessenen Durchmessers D und einer Gangsteigung $< 1 D$.

Die Meteringzone ist Gegenstand der meisten theoretischen und experimentellen Untersuchungen des Schneckenprozesses [5/41–126].

5.5.2. Theorie der Meteringzone

5.5.2.1. Historische Entwicklung

Die ersten Ansätze zu einer „Theorie der Schneckenpumpe“ gehen auf H. S. ROWELL und D. FINLAYSON zurück, die in den Jahren 1922 und 1928 einige Gleichungen für die Ausstoßleistung, den Leistungsbedarf und den Wirkungsgrad von Einschneckenpressen veröffentlichten [5/41]. Ihre Arbeiten basieren auf der allgemeinen hydrodynamischen Lagertheorie, welche die Strömungsverhältnisse in einer Flüssigkeitsschicht zwischen einem ruhenden und einem bewegten Element behandelt [5/42]. Grundlage dieser Theorie sind die ursprünglich für die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten als Funktion des Druckgefälles in Rohren [5/43]*) angewandten linearisierten NAVIER-STOKESschen Differentialgleichungen, welche in der Schreibweise der Vektorrechnung wie folgt zusammengefaßt werden können:

*) BOUSSINESQ berechnete die Druckströmung in Rohren mit rechteckigem und halbelliptischem Querschnitt. Äquivalente Lösungen, welche jedoch wesentlich einfacher und für die praktische Anwendung zweckmäßiger sind, wurden von J. F. CARLEY und R. A. STRUB abgeleitet [5/44].

$$\operatorname{grad} p = \mu \cdot \Delta v . \quad (29)$$

Darin bedeuten

- p (p/cm^2) den lokalen Druck,
- μ (p s/cm^2) die nur von der Temperatur abhängige Viskosität,
- v (cm/s) den Vektor der lokalen Geschwindigkeit der Schmelze,
- Δ den LAPLACESchen Operator.

Die Linearisierung der Differentialgleichungen entspricht einer Beschränkung auf Flüssigkeiten, für deren Fließverhalten das NEWTONSche Reibungsgesetz

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dx} \quad (30)$$

und die Bedingung

$$Re \ll 1 \quad (31)$$

gelten.

Darin bezeichnen

- τ (p/cm^2) die Schubspannung (Scherspannung) zwischen zwei benachbarten Flüssigkeitsschichten,
- x die Koordinate senkrecht zur Ebene der laminaren Strömung,
- Re die REYNOLDSche Zahl, welche das Verhältnis der Trägheits- zu den Reibungskräften darstellt; (die Bedingung $Re \ll 1$ bedeutet also, daß die Trägheitskräfte gegenüber den Kräften der viskosen Reibung zu vernachlässigen sein sollen), vgl. Abschn. 5.2., Gl. (20).

Weiter wird für die Bewegung der Flüssigkeit die Kontinuitätsgleichung

$$\operatorname{div} v = 0 \quad (32)$$

als gültig angenommen. Praktisch bedeutet das eine Beschränkung auf inkompressible Medien und einen im ganzen Volumen mit dem strömenden Medium ausgefüllten Fließkanal.

Die Randbedingungen für die Lösung der Differentialgleichungen ergeben sich aus der Voraussetzung, daß die Flüssigkeit die von ihr berührten Grenzflächen des bewegten Elements (Geschwindigkeit = v_0) und des ruhenden Elements (Geschwindigkeit = 0) benetzt;

$$v_1 = v_0 \neq 0 \quad \text{und} \quad v_2 = 0 . \quad (33)$$

ROWELL und FINLAYSON arbeiteten in ihren Untersuchungen mit dem wegen der vereinfachten geometrischen Verhältnisse besonders übersichtlichen Zweiplatten-Modell oder „Eiswaffel“-Modell (viskose Flüssigkeit zwischen einer ruhenden und einer zu dieser parallel, in ihrer eigenen Fläche bewegten Platte, Abb. 5/24), und dem Modell Rinne mit Deckplatte (Flüssigkeit in einer ruhenden U-Rinne mit darüber gleitender Deckplatte, Abb. 5/25). Sie beschränkten sich auf den Fall, daß die Strömung durch keinerlei Widerstände im Flußquerschnitt behindert ist, so daß ein Druckgefälle nicht entstehen kann:

$$\operatorname{grad} p = 0 .$$

Gl. (29) vereinfacht sich damit zu einer homogenen linearen Differentialgleichung:

$$\Delta v = 0 . \quad (34)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung für das Zweiplatten- und das Rinnen-Modell bei drucklosem Betrieb — und zwar die Gleichung für die lokalen Strömungsgeschwindigkeiten im Flußquerschnitt und die Ausstoßleistung am freien Ende des

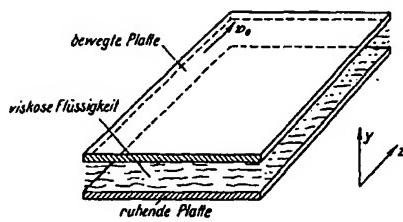
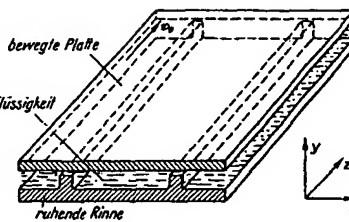
Abb. 5/24. Das Zwei-Platten-Modell
("Eiswaffel"-Modell)

Abb. 5/25. Das Rinnenmodell

Flußkanals wie auch (im Falle des Rinnen-Modells) die Gleichung für die „Leckströmung“ über die Schneckenstege — wurden 1922/1928 von ROWELL und FINLAYSON angegeben [5/41], 1946 nochmals auf einem etwas anderen Wege (offenbar ohne Kenntnis der Ergebnisse von ROWELL und FINLAYSON) von RODOWSKI [5/45] und 1952 in spezieller Form von MAILLEFER [5/46] abgeleitet. MAILLEFER gab darüber hinaus auch die Lösung der inhomogenen Differentialgleichung (29) an, wobei er als partikuläres Integral die Druckströmung in einem Rohr mit rechteckigem Querschnitt nach BOUSSINESQ verwendete. Das allgemeine Integral der inhomogenen Differentialgleichung ist dann bekanntlich die Summe aus dem allgemeinen Integral der homogenen Differentialgleichung und einem partikulären Integral der inhomogenen Differentialgleichung.

Zu erwähnen sind hier auch Untersuchungen von EIRICH über den maximalen Druck, der von einer Einschneckenpresse aufgebaut werden kann; bei den entsprechenden Berechnungen wird die Maschine als Hochdruckpumpe betrachtet [5/47]. Eine Reihe besonders wichtiger theoretischer Arbeiten über die Einschneckenpresse und insbesondere über die Funktion der Meteringzone wurden 1953 von einer Forschungsgruppe der E. I. DU PONT DE NEMOURS als „Extrusion Symposium“ veröffentlicht [5/48]. Darin werden sowohl die Geschwindigkeitsverteilung als auch die Ausstoß- und Antriebsleistung im isothermischen bzw. adiabatischen Betriebsfall behandelt und mit Erfahrungswerten verglichen.

MCKELVEY behandelte speziell die adiabatische Extrusion NEWTONScher Flüssigkeiten [5/49] und verglich in Zusammenarbeit mit BERNHARDT berechnete und gemessene Leistungswerte [5/50–51].

MOHR und MALLOUR erweiterten die Ergebnisse des „Extrusion Symposiums“ [5/52]. Sie berechneten die in den Gängen der Meteringzone zirkulierende Transversalströmung und wiesen nach, daß der Anteil der Leckströmung an den Bewegungen der Schmelze im allgemeinen gering ist, obwohl deren Scherung zwischen Schneckensteg und Zylinderwand einen großen Anteil der über den Schneekenschafft zugeführten Antriebsleistung verbrauchen kann.

MORI und MATSUMOTO gaben 1958 erstmalig Gleichungen für die Extrusion nicht-NEWTONScher Medien an; ihre Veröffentlichung enthält allerdings nicht die Ableitung der Endformeln [5/23].

SCHENKEL berechnete 1958 die durch äußere Beheizung und mechanisch-thermischen Energieumsatz — also im polytropen Betriebsfall — bewirkte Temperaturerhöhung der Schmelze in Abhängigkeit von den Entwurfsdaten der Schnecke, dem Widerstand des Spritzwerkzeugs und den Betriebsbedingungen [5/53]. Er entwickelte ein erstes vollständiges System von Modellgesetzen für die Berechnung der Entwurfs- und Be-

triebsdaten konventioneller (polytroper) Extruder [5/54] und eine durch drei Grenzlinien gekennzeichnete „Arbeitsfläche“ für diese Maschinen (1. Aufl. dieses Buches, S. 163–166).

Für nicht-NEWTONSche Massen gaben KENNAWAY und WEEKS 1960 Ansätze für den theoretischen Schneckenentwurf bekannt [5/55]. Ihre Ergebnisse sind in numerischen Diagrammen zusammengefaßt, welche die Anwendung von Viskositäts-Mittelwerten (scheinbare Viskosität, s. Abschn. 5.2.) und NEWTONScher Rechenvorschriften auf nicht-NEWTONSche Massen ermöglichen.

JACOBI veröffentlichte 1960 eine auf dem Potenzgesetz von W. OSTWALD*) und dem Superpositionsprinzip basierende Extrudertheorie für pseudoplastische Massen [5/56].

GLYDE und HOLMES-WALKER entwickelten eine alternative Form der Gleichungen für die isothermische und adiabatische Extrusion von nicht-NEWTONSchen (pseudoplastischen) Medien, wobei sich erhebliche quantitative Abweichungen gegenüber den von JACOBI empfohlenen Berechnungsvorschriften ergeben [5/8].

Eine eingehende vergleichende Gegenüberstellung der älteren theoretischen Untersuchungsergebnisse wurde 1955 von MESKAT veröffentlicht [5/57]. Der Gegenstand dieser Arbeit ist die Frage nach den Grenzen der verschiedenen theoretischen Voraussetzungen, speziell die Linearisierung der Differentialgleichungen, die Anwendung des Superpositionsprinzips u. a.

5.5.2.2. Analytische Untersuchung der Meteringzone

Allgemein werden bei den Berechnungen drei verschiedene Strömungen der viskosen Schmelze zu einer Gesamtströmung überlagert**):

Die Schleppströmung G_s , welche durch die von der umlaufenden Schneckenoberfläche und der ruhenden Zylinderwandung auf die Schmelze ausgeübten Kräfte zu stande kommt.

Die Druckströmung G_p längs des Schneckenkanals, welche durch das in der Schmelze herrschende Druckgefälle entsteht und ähnlich wie in einer Rohrleitung verläuft.

Die Leckströmung G_l über die Schneckenstege, welche ebenfalls durch das in der Schmelze herrschende Druckgefälle hervorgerufen wird und gewissermaßen eine Kurzschlußströmung durch den Ringspalt zwischen benachbarten Schneckengängen darstellt.

Die Gesamtströmung ist dann

$$G = G_s - G_p - G_l. \quad (35)$$

Die Abb. 5/26 a–c stellen die beiden Hauptströmungen G_s und G_p und ihre Überlagerung in schematischer Weise für den vereinfachten Fall des bereits erwähnten

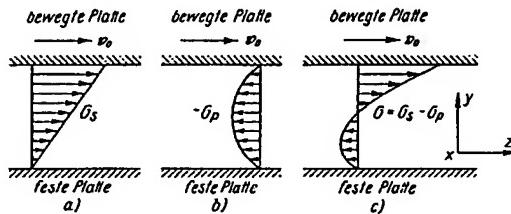


Abb. 5/26a–c. Zusammensetzung der Gesamtströmung aus der konstanten Schleppströmung G_s und einer vom Druck abhängigen Gegenströmung G_p

*) s. Abschnitt 5.2., Gl. (13), (17).

**) s. die Anmerkungen (Fußnoten) zu den Gl. (38) und (39) unten.

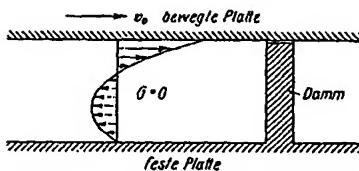


Abb. 5/27. Strömungsbild bei geschlossenem Kanal (Druckströmung = Schleppströmung, also Gesamtströmung $G = 0$)

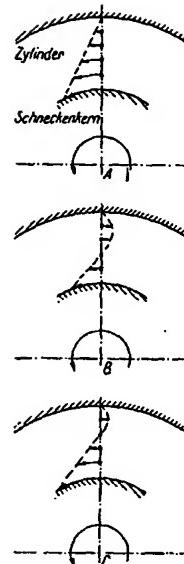


Abb. 5/28. Massebewegungen in der Ausstoßzone der Schnecke
 A: Bewegungen bei freiem Auslaß (Düsenvorstand $w = 0$). Keine Gegenströmung, daher hohe Ausstoßleistung
 B: Bewegungen bei gesperrtem Auslaß ($w = \infty$). Förderung wird durch Gegenströmung aufgehoben, daher Gesamtausstoßleistung gleich Null
 C: Bewegungen im Normalfall ($w = 1/k$). Förderung wird durch Druckströmung — je nach Düsenwiderstand — reduziert

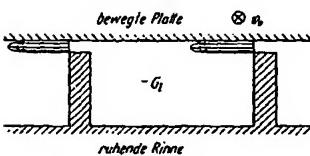


Abb. 5/29. Die Leckströmung G_l im Falle des Rinnen-Modells

Abb. 5/28.

Zweiplatten-Modells dar. Wenn die Schleppströmung gegen einen unendlich großen Widerstand anläuft, d. h. wenn zwischen der festen und der bewegten Platte ein mit der festen Platte starr verbundener und bis dicht an die bewegte Platte sowie über die volle Breite des Flußquerschnittes reichender „Damm“ quer zur Flußrichtung angeordnet wird, Abb. 5/27, ist die Förderleistung $G = 0$, also $G_s = G_p$. Bei einer Übertragung der in Abb. 5/28–27 dargestellten Geschwindigkeitsverteilungen auf den Schneckengang würden sich die Vektor-Darstellungen der Abb. 5/28 ergeben. Dabei sind jedoch die Randwirkungen der Flanken des Schneckengewindes auf die Bewegung der Schmelze außer Betracht gelassen worden (vgl. auch Abb. 5/17 b, die entsprechende Darstellung für die Einzugszone).

Abb. 5/29 gibt ein schematisches Bild der Leckströmung G_l im Falle des Rinnen-Modells. Die Leckströmung kann, zum mindesten bei kleingeschaltetem Spiel zwischen den Schneckenstegen und der Zylinderwandung und bei isothermischer Arbeitsweise (s. unten) im allgemeinen gegenüber den anderen beiden Strömungen vernachlässigt werden.

Die Schleppströmung lässt sich in diesem einfachen Falle sofort angeben:

$$G_s = \frac{1}{2} q v . \quad (36)$$

Darin bezeichnen

q (cm^2) den Flußquerschnitt
und

v (cm/s) die Geschwindigkeit der bewegten Platte gegenüber der ruhenden Platte.

Da das Produkt $q \cdot v$ ein Maß für den Fluß bei einheitlicher Bewegung der Massenschichten („Blockfließen“) darstellt, kann die Gl. (36) wie folgt interpretiert werden: Im Falle des Plattenmodells beträgt die Schleppströmung 50% der „Blockströmung“. Ganz ähnlich liegen die Verhältnisse, wie wir sehen werden, in der Meteringzone der Schnecke. Hier beträgt die reine Schleppströmung (Förderleistung bei Betrieb ohne Gegendruck) beispielsweise für eine Schnecke mit 1 D Gangsteigung ($\varphi = 17^\circ 40'$) 47% der Blockströmung. Dabei verstehen wir unter „Blockströmung“ die Förderleistung, die der Bewegung des Materials als starrer Körper — bei der Schnecke also einer Bewegung „wie die einer Mutter auf der rotierenden Spindel“ — entspricht. Bei NEWTONSchen Flüssigkeiten ist die Fließfront der Schleppströmung im Falle des Zweiplattenmodells eine ebene Fläche und die Fließfront der Druckströmung eine parabolische Fläche. Bei nicht-NEWTONSchen Massen, deren Viskosität eine Funktion der lokalen Scherung ist, ergeben sich hinsichtlich der Druckströmung kompliziertere Verhältnisse. Immerhin läßt sich die Druckströmung derjenigen nicht-NEWTONSchen Massen, deren Viskosität sich mit einer Potenz des reziproken Geschwindigkeitsgefälles ändert (beispielsweise Polyäthylen), in elementaren Fällen (z. B. bei einem Rohr mit kreisförmigem Flußquerschnitt) noch mit einfachen analytischen Hilfsmitteln beherrschen, Abb. 5/7.

Die folgende Untersuchung der Strömungsvorgänge bezieht sich zunächst jedoch auf NEWTONSche Massen, d. h. inkompressible Flüssigkeiten mit einer nur von der Temperatur abhängigen Viskosität.

Für das Zweiplattenmodell nach Abb. 5/24 vereinfacht sich die Differentialgleichung (29) zu der Form

$$\frac{dv}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dz}. \quad (37)$$

Durch zweimalige Integration nach y ergibt sich unter Berücksichtigung der Randbedingungen (33)

$$v = \frac{v_0 \cdot y}{h} - \frac{h \cdot y - y^2}{2\mu} \cdot \frac{dp}{dz}. \quad (38)$$

Auf der rechten Seite dieser Gleichung stellt das erste Glied die Geschwindigkeit der Schleppströmung, Abb. 5/26a, und das zweite Glied die Geschwindigkeit der in der Gegenrichtung verlaufenden Druckströmung, Abb. 5/26b, dar. Die Summe beider ergibt die Geschwindigkeit der Gesamtströmung, Abb. 5/26c. Man erkennt, daß die lokale Geschwindigkeit der Schleppströmung eine lineare Funktion und die der Druckströmung eine quadratische Funktion der Orts-Koordinante y ist. Aus Gl. (38) folgt, wenn man die Geschwindigkeiten über den Flußquerschnitt der Höhe (Gangtiefe) h und Breite (Gangbreite) b integriert, die Förderleistung (Volumenleistung in cm^3/s) des Zweiplattensystems:

$$G = \frac{v_0 \cdot b \cdot h}{2} - \frac{b \cdot h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dz} \cdot *) \quad (39)$$

Auf der rechten Seite dieser Gleichung ist das erste Glied die Schleppströmung G_s , das zweite Glied die Druckströmung G_p .

*) Fußnote s. S. 123

Dabei ist zu bemerken, daß der Einfluß der seitlichen Begrenzungen des Flußquerschnittes auf die Strömung nicht berücksichtigt wurde. Die Integration erstreckt sich auf einen aus der unendlich breiten Strömung (Schichtdicke h) herausgeschnittenen Streifen der Breite b ohne materielle Begrenzungen. Wenn solche materiellen Begrenzungen vorhanden sind — wie bei dem Rinnen-Modell und dem Gangprofil der Extruderschnecke — muß im allgemeinen die Benetzung aller von der Schmelze berührten Wandungen und deren Einfluß auf die Geschwindigkeitsverteilung in Rechnung gesetzt werden. Daraus ergeben sich nicht nur veränderte Randbedingungen für die Integration der Differentialgleichung (29), sondern auch wesentlich kompliziertere geometrische Verhältnisse. Bei dem Zweiplattenmodell handelt es sich um ein eindimensionales Problem, bei dem Rinnenmodell dagegen um ein zweidimensionales Problem. Bei nicht-linearem Druckanstieg, also $dp/dz \neq \text{konst}$, muß außer den beiden Querschnitts-Dimensionen y und z (Abb. 5/25) auch noch die Längskoordinate z in die Berechnungen eingeführt werden.

Zwischen dem Modell Rinne/Platte und dem System Schnecke/Zylinder besteht ferner ein Unterschied in der Geometrie der beiden Fließkanäle (gerade bzw. gekrümmt). Dieser kann bei der mathematischen Behandlung ohne weiteres berücksichtigt werden; er spielt jedoch bei flachgeschnittenen Schnecken eine untergeordnete Rolle. Größerer Einfluß auf das räumliche Strömungsbild hat der Unterschied in der Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Funktionselementen. Diese Geschwindigkeit verläuft parallel zu den Wandungen der Rinne, dagegen schräg zu den Flanken des Schneckengewindes. Für die positive und negative Strömung längs der Hauptachse des Schneckenganges ist nur die parallel zu dieser Hauptachse verlaufende Komponente $\pi \cdot D \cdot n \cdot \cos \varphi$ (n = Schneckendrehzahl) der Relativgeschwindigkeit von Bedeutung; die quer dazu, d. h. senkrecht zu den Flanken des Schneckenganges gerichtete Geschwindigkeitskomponente liefert also für die Förderleistung keinen Beitrag.

Sie erzeugt jedoch eine in der Querschnittsebene des Schneckenganges verlaufende Transversalströmung, die für die Mischvorgänge und den Wärmeaustausch mit den von der Schmelze benetzten Oberflächen sehr wichtig ist.

Das entscheidende Problem für die allgemein gültige analytische Behandlung der Strömungsvorgänge in dem Modell Rinne/Platte und dem System Schnecke/Zylinder sind jedenfalls die gegenüber dem Zweiplattenmodell auf die seitlichen Begrenzungen des Fließweges erweiterten Randbedingungen (33), d. h. der Einfluß der von der Schmelze benetzten seitlichen Wandungen bzw. Schneckenflanken auf die Geschwindigkeitsverteilung.

^{*)} Bei der Ableitung dieser Gleichung wurden die Wechselwirkungen zwischen Schleppströmung und Druckströmung außer acht gelassen. Im Falle strukturviskoser Polymere ergibt die einfache additive Zusammensetzung der Geschwindigkeiten nach Gl. (38), aus der die Gl. (39) hervorgeht, gegenüber der Praxis zu hohe Durchsätze. Die Verhältnisse können sich allerdings bis zu einem gewissen Grade ausgleichen, wenn bei der Auswertung der Gl. (39) angenommen wird, daß der Massendruck im Eingang der Meteringzone Null ist und bis zum Ausstoßende stetig ansteigt: $p_1 = 0$, $dp/dz > 0$, s. unten. Eine exakte Behandlung des Problems, speziell für „Potenzgesetz-Flüssigkeiten“, führt auf Parameterdarstellungen [5/8, dort. Gl. (12), (13)] bzw. tabulierte dimensionslose Kennlinien [5/126], s. auch Abschn. 5.7.2.1 unten und die experimentelle Untersuchung von MATTEFER [5/46, S. 68/71, dort. Abb. 44].

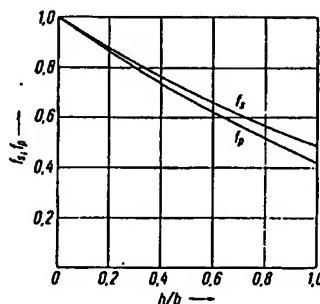


Abb. 5/30. Diagramm der Korrekturfaktoren f_r , f_p für verschiedene Werte des Profil-Quotienten h/b

Die für die verschiedenen Werte des Profilquotienten h/b im Falle der Schleppströmung und Druckströmung anzuwendenden Korrekturfaktoren f_s bzw. f_p sind aus Tabelle 6 und Abb. 5/30 zu entnehmen [5/127].

Tabelle 6

h/b	0	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
f_s	1	0,971	0,943	0,887	0,822	0,769	0,718	0,669	0,623	0,579	0,538	0,500
f_p	1	0,908	0,937	0,874	0,804	0,744	0,686	0,630	0,576	0,523	0,471	0,425

Die analytisch bestimmten f_s -Werte konnten durch Messungen der Schleppströmung beim Extrudieren von Polyäthylen und Polymisobutylen mit 2" (51 mm)-Schnecken verschiedener Modelle sehr genau bestätigt werden. Eine experimentelle Nachprüfung der f_p -Werte ist schwieriger.

Da die Meteringzone üblicher Kunststoffschnäcke normalerweise ein flaches Profil (etwa $h/b \leq 0,07$) aufweist*, also der Einfluß der benetzten Gewindeflanken nur gering ist ($f_s \geq 0,980$, $f_p \geq 0,978$), kann gewöhnlich mit den vereinfachten Gleichungen für die Schlepp- und Druckströmung gerechnet werden.

Die Übertragung der für das flache Rinnenmodell mit bewegter Deckplatte abgeleiteten Gleichungen auf die Meteringzone der Schnecke ist unmittelbar möglich, wenn man statt der innerhalb des stationären Zylinders (etwa im Uhrzeigersinn) rotierenden Schnecke einen um die stationäre Schnecke (entgegen dem Uhrzeigersinn) rotierenden Zylinder annimmt. Dabei wird auch das Zustandekommen der Schleppströmung — Mitnahme der an der Zylinderwandung haftenden Schmelze und deren Anlaufen gegen die festen Schneckenstege — unmittelbar anschaulich. Übrigens wurde experimentell wiederholt bestätigt, daß für die Förderwirkung des Systems Zylinder/Schnecke nur deren Relativbewegung maßgebend ist [5/92, 5/137-138, 5/141].

Wenn die Rinne und Platte unseres bisherigen Flachmodells in die Schnecke und den Zylinder eines üblichen Extruders transponiert werden sollen, ergeben sich durch die Veränderung der geometrischen Verhältnisse natürlich gewisse Abweichungen von den für das Rinnenmodell abgeleiteten Grundgleichungen. Es konnte jedoch wieder-

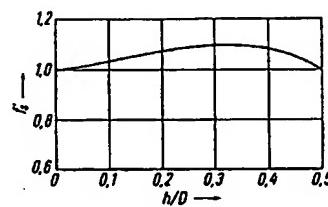


Abb. 5/31.

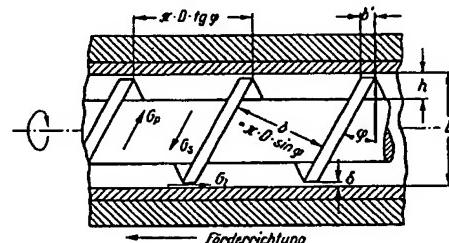


Abb. 5/32.

Abb. 5/31. Diagramm der Korrektur-Faktoren f_s für verschiedene Werte des Krümmungs-Quotienten h/D

Abb. 5/32. Maßbezeichnungen der Schnecke:

D = Durchmesser	b = Gangbreite	G_s = Schleppströmung
g = Steigungswinkel	b' = Stegbreite	G_p = Druckströmung
h = Gangtiefe	δ = radiales Spiel	G_l = Leckströmung

*) Schnecken für die Verarbeitung von warm eingespeisten Gummimischungen haben im allgemeinen einen Profilquotienten von 0,2, dagegen moderne Ausführungen für die Kaltbeschickung kleinere Werte.

um nachgewiesen werden, daß der durch den Quotienten h/D definierbare Einfluß der Kanalkrümmung auf die Schleppströmung relativ gering ist [5/127]. Die für verschiedene Werte des Krümmungskoeffizienten h/D anzusetzenden Korrekturfaktoren f_p' sind aus Tabelle 7 und Abb. 5/31 zu entnehmen.

Tabelle 7

h/D	0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
f_p'	1	1,021	1,040	1,057	1,071	1,082	1,090	1,094	1,084	1,054	1

Entsprechende Korrekturfaktoren f_p' für die Druckströmung sind bisher nicht bekanntgeworden*).

Für den Übergang vom flachen Rinnenmodell zum zylindrischen Schneckenmodell sind nun in Gl. (39) folgende Substitutionen einzuführen (Maßgrößen s. Abb. 5/32):

$$\left. \begin{aligned} v_0 &= \pi \cdot D \cdot n \cdot \cos \varphi^{**} \\ b &= (\pi \cdot D \cdot \tan \varphi - b') \cdot \cos \varphi = \pi \cdot D \cdot \sin \varphi - b' \cdot \cos \varphi \\ dz &= dl / \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

Damit wird die Ausstoßleistung der Meteringzone, ohne Berücksichtigung der Leckströmung G_l

$$\left. \begin{aligned} G &= \frac{\pi \cdot D \cdot n \cdot \cos \varphi \cdot (\pi \cdot D \cdot \sin \varphi - b' \cdot \cos \varphi) \cdot h}{2} - \\ &\quad \frac{\sin \varphi \cdot (\pi \cdot D \cdot \sin \varphi - b' \cdot \cos \varphi) \cdot h^3 \cdot \frac{dp}{dl}}{12 \mu} \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

oder, wenn wir die Breite b' der Schneckenstege als klein gegenüber der Gangsteigung annehmen ($b' \ll \pi \cdot D \cdot \tan \varphi$)***:

$$G = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot h \cdot n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{2} - \frac{\pi \cdot D \cdot h^3 \cdot \sin^2 \varphi}{12 \mu} \cdot \frac{dp}{dl}. \quad (42)$$

Auf der rechten Seite dieser Gleichung stellt der 1. Term die Schleppströmung G_s und der 2. Term die Druckströmung G_p in der Meteringzone des Systems Schnecke/Zylinder dar. Die Druckströmung ist proportional der Breite ($\pi \cdot D \cdot \sin \varphi$), proportional der 3. Potenz der Höhe (h) und umgekehrt proportional der Länge ($dl / \sin \varphi$) des rechteckigen Flusskanalabschnittes.

*) Außerdem den Korrekturfaktoren f_s, f_p für den Flankeneinfluß und f_i, f_p für die Kanalkrümmung werden in neueren Veröffentlichungen auch noch Korrekturfaktoren f_s', f_p' für den Einfluß des Viskositätsgefälles zwischen Schneckenkern und Zylinderwandung eingeführt [5/129-130, 5/27]. Viskositätsunterschiede im Sinne einer Funktion $\mu(y)$ können thermisch bedingt sein (etwa durch Anwendung der Schneckenkühlung), also $T(y)$, als auch durch das unterschiedliche Geschwindigkeitsgefälle verursacht werden, also $v'(y)$. Dabei ergeben sich aber komplizierte Wechselwirkungen. In der Praxis ist schon eine Aussage über die mittlere Viskosität der Schmelze unter betriebsmäßigen Bedingungen problematisch. Das Viskositätsgefälle zwischen Schneckenkern und Zylinderwandung ist in keinem Falle bekannt. Die Korrekturfaktoren f_s', f_p' haben daher nur theoretischen Interesse. — Es muß auch berücksichtigt werden, daß die Anwendung der verschiedenen Faktoren durch fortgesetzte Multiplikation — also $f_s \cdot f_i \cdot f_p$ bzw. $f_p \cdot f_s \cdot f_i$ — die Gültigkeit des Superpositionsprinzips voraussetzt. Diese Voraussetzung ist aber wegen der nicht-linearen rheologischen Grundgleichungen im allgemeinen nicht erfüllt, s. Fußnote S. 123.

**) Für tiefgeschlitzte Schnecken ist mit $v_0 = \pi \cdot (D-h) \cdot n \cdot \cos \varphi$ zu rechnen. Andererseits muß bei diesen Schnecken dann auch der Flankeneinfluß entsprechend berücksichtigt werden. Strong genommen muß auch die Zunahme des Steigungswinkels zwischen Schneckenmantel (D, φ) und Schneckenkern ($D-2h, \varphi'$) berücksichtigt bzw. statt φ der durch die Gleichung $\tan \varphi / \tan \varphi' = (D-h)/D$ bestimmte mittlere Steigungswinkel $\bar{\varphi}$ in die Rechenvorschriften eingesetzt werden.

***) Diese Annahme ist für die meisten eingängigen Schnecken zulässig. Bei mehgängigen Schnecken dagegen muß der freie Gesamtquerschnitt des Schneckengewindes in den Berechnungen um die Stegquerschnitte reduziert werden.

Mit relativ geringem mathematischem Aufwand kann auch die Leckströmung, der noch ausstehende 3. Term auf der rechten Seite der Gl. (42), berechnet werden. Wir betrachten diese Strömung als Fluß durch einen rechteckigen Schlitz mit den Kantenlängen $\pi \cdot D / \cos \varphi$, δ und $b' \cdot \cos \varphi$ (s. Abb. 5/32) und lösen wiederum die Differentialgleichung (37) mit entsprechenden Randbedingungen. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Leckströmung G_l , welche ja einen „Kurzschluß“ zwischen zwei Schneckengängen darstellt, von einem wesentlich größeren Druckgefälle erzeugt wird als die Druckströmung G_p längs des Schneckenganges. Die beiden Druckgefälle verhalten sich zueinander wie die Umfangslänge eines Schneckenganges zur Breite eines Schneckensteges, also wie

$$\pi \cdot D / \cos \varphi : b' \cdot \cos \varphi = \pi \cdot D / b' \cdot \cos^2 \varphi.$$

Ein weiterer Unterschied besteht in dem Viskositätswert μ' zwischen Schneckensteg und Zylinderwand, welcher infolge des forcierten Wärmeaustausches mit der Zylinderwand und/oder infolge des dort stärkeren Geschwindigkeitsgefälles wesentlich niedriger sein kann als der Wert μ im Schneckengang: $\mu' < \mu$. Es ergibt sich dann ein ganz analoger Ausdruck wie für den Rückfluß durch einen rechteckigen (gewendelten) Schneckenkanal, welchen durch das 2. Glied auf der rechten Seite der Gl. (42) dargestellt wird. Wir brauchen dazu nur die folgenden Substitutionen einzuführen:

$$\begin{aligned} \pi \cdot D \cdot \sin \varphi &\longrightarrow \pi \cdot D / \cos \varphi \\ h &\rightarrow \delta \\ dl / \sin \varphi &\rightarrow b' \cdot \cos \varphi \\ dp &\rightarrow \frac{\pi \cdot D \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{dl} \cdot dp \\ \mu &\rightarrow \mu'. \end{aligned} \quad | \quad (43)$$

Damit erhält man

$$G_l = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot \delta^2 \cdot \tan \varphi}{12 \mu' \cdot b'} \cdot \frac{dp}{dl}. \quad (44)$$

Gewöhnlich wird dieser Ausdruck noch durch einen Faktor E ergänzt, der die Exzentrizität des Ringpaltes zwischen Schneckensteg und Zylinderwandung berücksichtigen soll (beispielsweise $E = 1,2$).

Für die praktische Anwendung der Gln. (42) und (44) ist es zweckmäßig, statt des lokalen Druckgefälles dp/dl , welches in der gesamten Länge des Fließweges als konstant angenommen wird, den Quotienten $(p_2 - p_1)/L_{1,2}$ einzuführen:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}}. \quad (45)$$

Dabei bezeichnen

p_1 (p/cm²) den Massendruck am Eingang der Meteringzone,

p_2 (p/cm²) den Massendruck am Ausgang der Meteringzone,

$L_{1,2}$ (cm) die parallel zur Schneckenachse gemessene Länge der Meteringzone (z. B. $L_{1,2} = 5 D$).

Damit wird die Gesamtströmung

$$G = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot h \cdot n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{2} - \left\{ \frac{\pi \cdot D \cdot h^2 \cdot \sin^2 \varphi}{12 \mu} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \right\} - \left\{ \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot \delta^2 \cdot \tan \varphi}{12 \mu' \cdot b'} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \right\} \quad (46)$$

Formalisch war dies zu beweisen, aber es ist nicht möglich, es hier zu schreiben.

Man erkennt, daß die drei Teilströmungen

$$G_s = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot h \cdot n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{2} \quad (\text{Schleppströmung}), \quad (46a)$$

$$G_p = \frac{\pi \cdot D \cdot h^3 \cdot \sin^2 \varphi}{12 \mu} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \quad (\text{Druckströmung}), \quad (46b)$$

$$G_l = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot \delta^3 \cdot \tan \varphi}{12 \mu' \cdot b'} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \quad (\text{Leckströmung}) \quad (46c)$$

in sehr unterschiedlicher Weise von den Maßgrößen der Schnecke (vor allem von D , h , φ und $L_{1,2}$) sowie von den Betriebsgrößen n , $(p_2 - p_1)$ und der Viskosität μ abhängen. Während die vom Druckgefälle $(p_2 - p_1)/L_{1,2}$ und der Viskosität μ unabhängige Schleppströmung G_s proportional mit der Gangtiefe h und der Drehzahl n wächst, sind die Druckströmung G_p sowie die Leckströmung G_l proportional dem Druckgefälle $(p_2 - p_1)/L_{1,2}$ und umgekehrt proportional der Viskosität μ bzw. μ' ; außerdem nimmt die Druckströmung G_p mit der 3. Potenz der Gangtiefe h zu — ein für die Schneckenkonstruktion und -funktion besonders wichtiger Faktor. Dabei ist jedoch zu beachten, daß das Druckgefälle $(p_2 - p_1)/L_{1,2}$ seinerseits mehr oder weniger von den anderen Parametern, d. h. sowohl von den Maßgrößen der Schnecke als auch von der Schneekendrehzahl n und der Viskosität μ , darüber hinaus auch von dem Widerstand w des Spritzwerkzeugs abhängt. Beispielsweise stellt man bei einer Erhöhung der Schneekendrehzahl n und/oder Erhöhung der Viskosität μ — wenn die anderen Größen jeweils konstant gehalten werden — ein Ansteigen des Druckgefäßes in der Meteringzone fest*).

Im übrigen enthält Gl. (46) eine Vereinfachung, insofern als bei ihrer Ableitung die Stegbreite der Schneckenflanken als klein gegenüber der Gangsteigung angenommen wurde: $b' \ll \pi \cdot D \cdot \tan \varphi$ (Abb. 5/32). Wenn diese Voraussetzung nicht zutrifft, ist statt Gl. (46a) die Gleichung

$$G_s = \frac{\pi \cdot D \cdot (\pi \cdot D \cdot \tan \varphi - b') \cdot h \cdot n \cdot \cos^2 \varphi}{2} \quad (47a)$$

und statt Gleichung (46b) die Gleichung

$$G_p = \frac{(\pi \cdot D \cdot \tan \varphi - b') \cdot h^3 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi}{12 \mu} \cdot \frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} \quad (47b)$$

zu verwenden.

Auch hat die praktische Erfahrung gezeigt, daß statt der „zeichnungsmäßigen Gangtiefe“ h besser mit einer „effektiven Gangtiefe“

$$h_{\text{eff}} = \frac{2 G_0}{\pi^2 D^2 \cdot n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi} \quad (48)$$

gerechnet wird. In dieser Gleichung stellt G_0 die im Falle $p_2 - p_1 = 0$ (d. h. praktisch bei offenem Zylinder) gemessene Ausstoßleistung dar. Allgemein ist $h_{\text{eff}} < h$ [5/90]. Dies gilt insbesondere für den Fall, daß nicht mit „neutraler“, sondern gekühlter Schnecke gearbeitet wird.

*). Diese Zusammenhänge werden häufig ignoriert. So ist z. B. die Schlussfolgerung, daß ein „Temperatursattel“ in der Ausstoßzone wegen der damit verbundenen Druckerhöhung eine verstärkte Rückströmung zur Folge hat [5/13], völlig unzutreffend — da für die Rückströmung ja nicht das Druckgefälle $(p_2 - p_1)/L_{1,2}$, sondern der Quotient $(p_2 - p_1)/L_{1,2} \cdot \mu$ maßgebend ist. Bei den meisten thermoplastischen Kunststoffen erhält dieser Quotient, wenn unter sonst konstanten Bedingungen die eingestellten Zylindertemperaturen erhöht oder erniedrigt werden, nur relativ geringe Änderungen, s. Absch. 4.3, Abb. 4/2.

Die abgeleiteten Gleichungen beziehen sich auf eingängige Schnecken. Bei mehrgängigen Modellen ergeben sich geringfügige Modifikationen. Im allgemeinen bevorzugt man heute jedoch eingängige Ausführungen, da sie die Möglichkeit unterschiedlicher Förderung von Teilmengen ausschließen.

Zum Abschluß der hier dargestellten Theorie der Meteringzone resümieren wir noch einmal die Voraussetzungen bzw. Bedingungen, welche erfüllt sein müssen, damit die Auswertung der abgeleiteten Gleichungen — insbesondere Gl. (46) — zu sinnvollen Ergebnissen führt:

1. Das Arbeitsmedium soll in seinem Fließverhalten dem einer NEWTONSchen Flüssigkeit möglichst nahekommen.
2. Die Temperatur und damit auch die Viskosität des Mediums sollen in dem als Meteringzone bezeichneten Abschnitt der Schnecke überall den gleichen Wert haben.
3. Die Gangtiefe der Meteringzone soll im Vergleich zur Gangbreite und zum Schneckendurchmesser klein sein. Als Anhalt können folgende Werte gelten: $h/b \leq 0,10$ und $h/D \leq 0,07$.
4. Die durch den Gangsteigungswinkel φ und die in Richtung der Schneckenachse gemessene Abschnittslänge $L_{1,2}$ bestimmte Länge $Z_{1,2}$ des Gewindes der Meteringzone (der Durchmesser D ist hierfür nicht wesentlich) soll so groß sein, daß bei der nach Ziffer 3 gewählten Gangtiefe h und angemessenem Widerstand des Spritzwerkzeugs die Meteringzone nicht von den Vorzonen „übersfahren“ werden kann. Der Massendruck soll in der Meteringzone etwa linear ansteigen.

Bei den heute noch größtenteils üblichen Schnecken ist die Voraussetzung 4 fast ausnahmslos nicht erfüllt. Durch eine große Zahl von Messungen, Abb. 5/33, wurde nachgewiesen, daß der Druck der Schmelze in Meteringzonen mit einer Länge $L_{1,2}$ von beispielsweise $4 D$ bis $5 D$ vor dem Ausstoßende oder auch vor dem Eingang der

Meteringzone ein Maximum erreicht, so daß also in einem Teilabschnitt oder sogar in der gesamten Meteringzone ein negatives Druckgefälle herrscht, s. Abb. 5/34a [5/97, 103, 122]. Allgemein tritt das Druckmaximum umso stärker in Erscheinung, je größer der „Kompressionswert“ der Schnecke, das Verhältnis der Gangvolumina an den beiden Schneckenenden, ist [5/122]. Das die Bewegungen der Schmelze nach der Theorie bestimmende Kräftespiel wird dabei durch einen von rückwärts kommenden Schub in dem Sinne gestört, daß die Schmelze die Meteringzone mit erhöhter Geschwindigkeit durchläuft. Tatsächlich beobachtet man dieses „Übersfahren“ der Ausstoßzone durch die ungeöffneten bzw. nicht genügend gedrosselten Vorzonen in vielen Fällen der Betriebspraxis*). Der Vorteil der erhöhten Ausstoßleistung wäre selbstverständlich durchaus erwünscht. Es ist jedoch so, daß

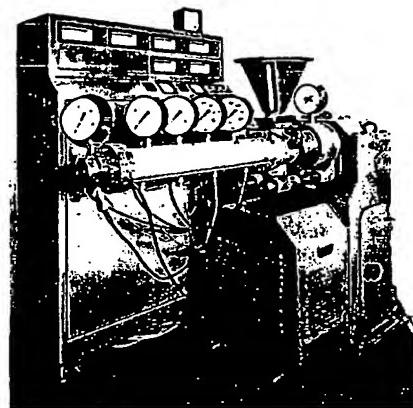


Abb. 5/33. Meß-Extruder mit fünf Druckmeßsonden und einer separaten Meßstelle für die Belastung des Axiallagers der Schnecke

*) Funktionell sind zwei Gruppen von Kunststoffschnecken zu unterscheiden, je nachdem ob die Ausstoßleistung der Meteringzone größer oder kleiner ist als die Förder- bzw. Aufschmelzleistung der Vorzonen.

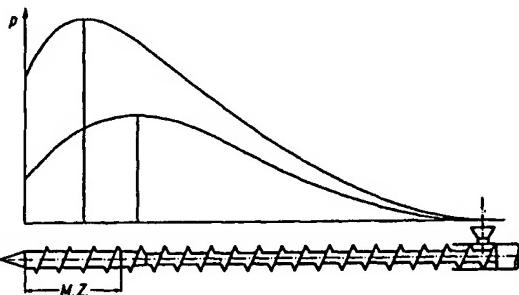


Abb. 5/34a. Druckprofile einer Extruderschnecke mit kurzer Meteringzone

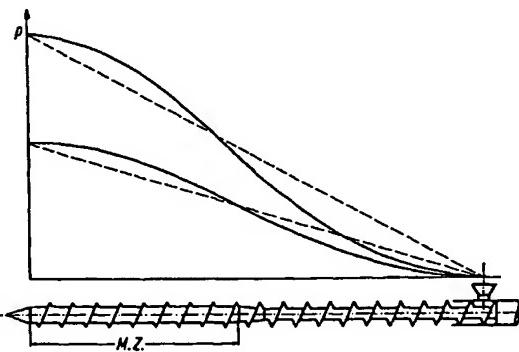


Abb. 5/34b. Druckprofile einer Extruderschnecke mit langer Meteringzone

das vor dem Schneckenende liegende Druckmaximum in seiner Lage und Höhe mehr oder weniger fluktuiert. Die Folge davon ist, daß auch der Massendruck im Spritzwerkzeug und die MasseTemperatur relativ große Schwankungen aufweisen. Die Konsequenzen für die Maßhaltigkeit und Qualität des extrudierten Produktes liegen auf der Hand.

Durch eine Erhöhung des Spritzwiderstandes sowie Vergrößerung der wirksamen Kanallänge der Meteringzone, bei vorgegebenem Durchmesser D also durch eine Vergrößerung von $L_{1,2}$ oder Verkleinerung von φ , kann das vor dem Schneckenende liegende Druckmaximum zum Verschwinden gebracht werden, s. Abb. 5/34b [5/103]. Selbst dann wird jedoch ein linearer Druckanstieg im allgemeinen noch nicht erreicht; das Druckprofil einer mit dem Kunststoffrohstoff in ungeschmolzenem Zustand beschickten Schnecke zeigt auch bei einer über die halbe Schneckenlänge ausgedehnten Meteringzone noch eine gewisse Krümmung.

Immerhin können für Schnecken dieser Art die abgeleiteten Rechenvorschriften — Gl.(46) ff. — mit guter Näherung angewandt werden. Zu diesem Zweck ist das Druckprofil in der Meteringzone nach einer Faustregel

$$\frac{p_2 - p_1}{L_{1,2}} = \frac{p_2}{L} = \frac{p}{L} \quad (49)$$

zu berechnen.

Bei den mit ungeschmolzenem Kunststoffrohrstoff beschickten Schnecken kann also nicht angenommen werden, daß der von der Schnecke aufgebaute Druck proportional mit der Länge der Meteringzone wächst. Es zeigt sich vielmehr, daß mit Verlängerung der Meteringzone (beispielsweise von $L_{1,2} = 5 D$ auf $L_{1,2} = 10 D$ bei einer Schnecke mit $L = 20 D$ Gesamtlänge) zunächst das mehr oder weniger weit vor dem Schneckenende liegende Druckmaximum verschwindet, d. h. ein stetiger jedoch noch nicht linearer Anstieg des Drucks bis zum Ausstoßende der Schnecke erreicht wird. Bei weiterer Verlängerung der Meteringzone (etwa auf $L_{1,2} = 15 D$ bei einer 20 D-Schnecke) geht das gekrümmte Druckprofil, sofern die entsprechend verkürzte Umwandlungszone noch die von der Meteringzone benötigte Menge Schmelze vorlegt, schließlich in eine zwischen den beiden Enden der Meteringzone ansteigende gerade Linie über. In den meisten Fällen reicht aber die Aufschmelzkapazität der so drastisch verkürzten Umwandlungszone nicht mehr aus, um die Meteringzone — deren Förderkapazität entsprechend der vergrößerten Länge $L_{1,2}$ gewachsen ist — im Dauerbetrieb ausreichend zu versorgen.

Das Druckmaximum vor dem Schneckenende tritt übrigens bei Schnecken mit einem abrupten Übergang zwischen dem tiefgeschnittenen und flachgeschnittenen Gewinde genau so auf wie bei solchen mit einer langen Übergangszone. Die Vermutung, daß „Kurzkompressionsschnecken“ auch in dieser Hinsicht Vorteile bieten, hat sich bei Vergleichsmessungen nicht bestätigt.

In zwei Fällen der Praxis sind die o. a. Voraussetzungen 1-4 weitgehend erfüllt: Der erste Fall ist für die Kunststoffrohrstoffhersteller von besonderer Bedeutung. Es handelt sich um das kontinuierliche Austragen einer Schmelze, beispielsweise eines thermoplastischen Polyesters, aus dem unter Druck (etwa 5 bis 10 kp/cm²) stehenden Reaktor*. Dabei ist wegen der von vornherein kompakten Füllung der Schneckengänge eine Reduzierung des Gangvolumens zwischen den beiden Schneckenenden nicht erforderlich. Die Schnecke kann also durchgehend mit gleicher Gangsteigung und -tiefe geschnitten werden. In diesem Falle ist offenbar die Länge der Meteringzone mit der wirksamen Schneckenlänge identisch: $L_{1,2} = L$.

Der zweite Fall bezieht sich auf die bekannten Entgasungs-Schneckenpressen, bei denen der Kunststoffrohrstoff zunächst aufgeschmolzen und in einem tiefgeschnittenen Abschnitt des Schneckengewindes von flüchtigen Komponenten befreit wird, um schließlich von der Meteringzone des Ausstoßendes mit dem Anfangsdruck Null übernommen und mit dem Enddruck p_2 extrudiert zu werden.

In diesen Ausnahmefällen wird ein zwischen Eintritt und Austritt der Schmelze linearer Druckaufbau erreicht, wobei der Endwert des Drucks proportional mit der Länge der Meteringzone wächst (s. Kap. III, Abschn. 3.5.14, Abb. 3/73).

Zahlenbeispiel:

Eine eingängige Schnecke mit $D = 12,0 \text{ cm}$; $L = L_{1,2} = 10 D = 120 \text{ cm}$; $\varphi = 17^\circ 40'$ (Steigung = 1 D) soll bei einer Arbeitsdrehzahl $n = 1 \text{ U/s}$ (60 U/min) eine Schmelze austragen, deren Viskositätswert $\mu = 3 \text{ p s/cm}^2$ beträgt. Der Eingangsdruck ist $p_1 = 5000 \text{ p/cm}^2$ (5 kp/cm²). Der Spritzdruck soll $p_2 = 100\,000 \text{ p/cm}^2$ (100 kp/cm²) betragen, und zwar bei einer Förderleistung $G = 84 \text{ cm}^3/\text{s}$ (300 l/h). Das Spiel δ zwischen Schnecke und Zylinderbüchse kann als klein und die Stegbreite b' hinreichend groß angenommen werden, um die über die Schneckenstege fließende Leckströmung G_l vernachlässigen zu können. — Wie groß muß die in der ganzen Länge der Schnecke konstante Gangtiefe h bemessen werden?

*) Die dafür eingesetzten Schneckenpressen müssen, da die heiße Schmelze unter einem gewissen Druck eingespeist wird, mit einer besonderen Abdichtung und selbstverständlich auch mit einer thermischen Isolierung der Schneckenlagerung ausgestattet werden.